

## ベローズ型スナツバの開発とその選定方法

メタデータ	言語: jpn 出版者: 明治大学工学部 公開日: 2016-06-01 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 松本, 崇, 下坂, 陽男, 江原, 信郎, 大矢, 多喜雄 メールアドレス: 所属:
URL	<a href="http://hdl.handle.net/10291/17918">http://hdl.handle.net/10291/17918</a>

# I-175 ベローズ型スナッパの開発とその選定方法

松本 崇\*<sup>1</sup>, 下坂陽男\*<sup>2</sup>, 江原信郎\*<sup>3</sup>, 大矢多喜雄\*<sup>4</sup>

## Development and the Selection Chart of the Bellows Type Snubber

Takashi MATSUMOTO, Haruo SHIMOSAKA, Noburo EHARA, and Takio OHYA

### Abstract

A bellows type snubber is composed of a connecting pipe and two bellows filled with liquid. Fluid motion running through a connecting pipe works as vibration control force. Being simple, a bellows type snubber is very cheap compared with a mechanical snubber.

Although vibration control employing fluid force is widely known, the designing process has not been established. Through establishing the equation of motion which takes account of fluid force, parameters, which have primary effect on the performance as the snubber, are shown, in this study. The table for selecting parameter values of a bellows type snubber is also shown when mass of an object is specified.

**Key Words:** Vibration Control Device, Fluid Force, Seismic Response, Cross-sectional Area Ratio, Damping, Dynamics Of Machinery

## 1. はじめに

Fig.1に示すベローズ型スナッパは、液体を満たした2つのベローズをパイプで連結し、この連結パイプと制振対象物を結合すると、制振対象物の比較的ゆっくりとした変位に対しては抵抗しないが、地震時には、基礎と制振対象物間の相対変位を抑制する（いわゆるスナッパとして働く）ことが知られている<sup>(1)</sup>。

配管系の耐震支持装置として、遠心力ブレーキ付ボールねじ式防振器<sup>(2)</sup>などのメカニカルスナッパ<sup>(3),(4)</sup>がある。メカニカルスナッパは高温環境中においても使用できるなどの特長を持っている反面、その構造は複雑である。ベローズ型スナッパは、Fig.1に示すように簡単な構造であり安価である。このような液体の運動を利用した装置は“水ダンパ”と総称されている。水ダンパは文献1などで、その効能は説明されているものの具体的に設計手順が示されていないわけではない。

本研究では、液体の運動に着目した運動方程式をたて、ベローズ型スナッパの性能を決めるパラメータを明確に

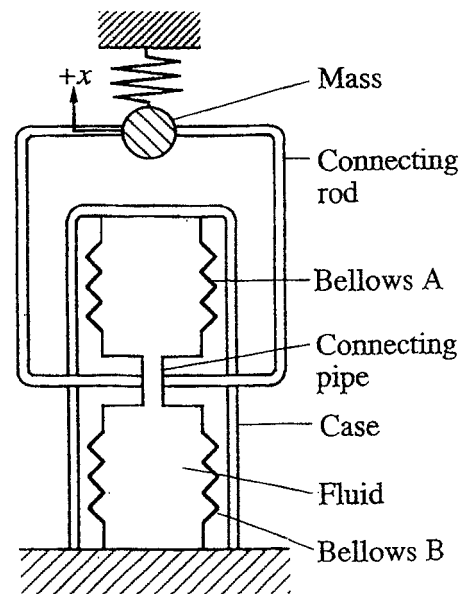


Fig.1 Bellows type snubber

し、実際に制振対象物質量が与えられた時ベローズ型スナッパの諸元を決定する方法を提案する。これをもとにして、ベローズ型スナッパを選定するチャートを作成する。

## 2. 運動方程式

Fig.2は制振対象物にベローズ型スナッパを取り付け

\*<sup>1</sup> 元大学院生，住友重機械工業(株)

\*<sup>2</sup> 理工学部教授

\*<sup>3</sup> 元理工学部教授

\*<sup>4</sup> 名誉教授

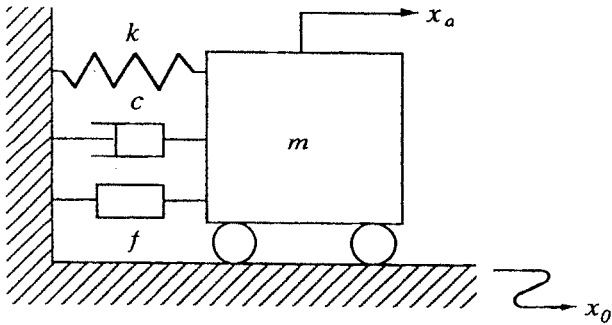


Fig.2 Dynamic model

た概念図を表す。 $f$ がベローズ型スナップを表す。

制振対象物に振動が生じると、一方のベローズが圧縮されベローズ内の液体が他方に流れ込む。この時の液体の運動により制振力が発生する。

Fig.2より、制振対象物の運動方程式は式 (1) で表される。

$$m\ddot{x}_a = -c\dot{x} - kx - f \tag{1}$$

ここに、 $m$ ：制振対象物質量、 $x_a$ ：制振対象物の絶対変位、 $x_0$ ：入力変位、 $x$ ：制振対象物と基礎間の相対変位 ( $x = x_a - x_0$ )、

$k$ ：ばね定数、 $c$ ：装置の構造減衰係数である。

制振対象物が  $x$  だけ変位すると、Fig.1に示すベローズ A、B の動きを考えることにより制振対象物にかかる制振力は以下ようになる。

$$\text{(制振力)} = \text{(ベローズ A の力 (負圧))} + \text{(ベローズ B の力 (正圧))} - \text{(パイプの抵抗力)}$$

すなわち、

$$\begin{aligned} -f &= -P_a S_b + P_b S_b - P_p S_p \\ &= (P_b - P_a) S_b - P_p S_p \end{aligned}$$

しかるに、 $P_p = P_b - P_a \geq 0$  であるから式 (2) を得る。

$$f = (P_a - P_b)(S_b - S_p) \tag{2}$$

ここに、 $S_b$ ：ベローズ断面積、 $S_p$ ：連結パイプ断面積、 $P_a$ ：ベローズ A 側圧力、 $P_b$ ：ベローズ B 側圧力、 $P_p$ ：連結パイプ内圧力である。

連結パイプ内の液体の運動を考えることにより、

$$\begin{aligned} \text{(連結パイプ内の液体の運動)} \\ &= \text{(慣性力)} + \text{(入口損失)} + \text{(管摩擦損失)} \\ &\quad + \text{(出口損失)} + \text{(速度ヘッド損失)} \end{aligned}$$

であるから、式 (3) を得る。

$$S_p(P_a - P_b) = -\rho L_p S_p (\ddot{x}_a - \dot{v}_p) + \{0.4 + (\xi + \lambda \frac{L_p}{D_p})$$

$$+ (1 - \frac{S_p}{S_b})^2 + 1\} \frac{\rho}{2} S_p v_p^2 \tag{3}$$

ここに、 $L_p$ ：連結パイプ長、 $D_b$ ：ベローズ直径、 $D_p$ ：連結パイプ直径、 $\lambda$ ：管摩擦係数、 $v_p$ ：連結パイプ内の液体の相対速度、 $\xi$ ：損失係数、 $\rho$ ：液体密度である。

また、連結パイプ内の液体の運動を乱流と考え<sup>(5)</sup>、連続の式から  $S_b \dot{x} = S_p v_p$  を式 (3) に代入して (1)、(2)、(3) をまとめると、式 (4) を得る。

$$\begin{aligned} \{m - (1 - \frac{S_p}{S_b})(S_b - S_p)\rho L_p\} \ddot{x} + c\dot{x} + kx + (S_b - S_p) \{0.4 \\ + \xi + (1 - \frac{S_p}{S_b})^2 + 1\} \frac{\rho}{2} (\frac{S_b}{S_p})^2 (\dot{x})^2 + 0.1582 \frac{\rho L_p v^{1/4}}{D_b^{5/4}} (\frac{S_b}{S_p})^{7/4} \\ (\dot{x})^{7/4}\} = -\{m - (S_b - S_p)\rho L_p\} \ddot{x}_0 \end{aligned} \tag{4}$$

ここに、 $v$ ：液体の動粘性係数である。

式(4)より、ベローズ型スナップの効果を表すパラメータは、ベローズと連結パイプの断面積の比、連結パイプ長さであるといえる。

### 3. 動作確認実験

実際にベローズ型スナップを試作し、実験により運動方程式の同定を行い制振装置として、パラメータ (ベローズと連結パイプの断面積比、連結パイプ長さ) がどのように効くかを調べる。

#### 3.1 実験装置

実験装置は、パラメータの違いによる比較考察ができるよう、ベローズ型スナップを3種類 (Table 1) 用意した。Table 1に示す様に Case A は Case C より連結パイプ長さが2倍であり、連結パイプ長さの違いによる制振効果を比較する。また、Case C は Case B のベローズと連結パイプの直径比が2倍であり、ベローズと連結パイプの断面積比の違いによる制振効果を比較する。

Table 1 Parameter values of bellows type snubber for experiment

	Bellows diameter $D_b$ (mm)	Connecting pipe diameter $D_p$ (mm)	Connecting pipe length $L_p$ (mm)
CaseA	100	10	200
CaseB	100	20	100
CaseC	100	10	100
CaseN	Without bellows type snubber		

### 3.2 静的加力実験

実験装置の制振対象物に静的に力をかけ Table 1の各 Case の力と変位を測定して、ベローズ型スナップ装着時のばね定数とベローズ型スナップなしの時のばね定数と比較する。Fig.3は力と変位の関係を表したものである。

Fig.3より各 Case のばね定数は Table 2のようになる。

Table 2よりベローズ型スナップ装着時となしの時では、ばね定数の差はほとんどなく、例えば、温度変化による配管の伸縮のような制振対象物のゆっくりとした動きに対しては、ベローズ型スナップは作動しないといえる。

### 3.3 正弦波加振実験

実験装置の制振対象物に、Table 1に示す Case A~Case C のベローズ型スナップを取り付け、正弦波加振（入力振幅一定10mm）実験を行い、制振対象物の相対変位を測定した。また、ベローズ型スナップなしの Case N は入力振幅 3 mm 一定で実験を行った。その結果の共振曲線を Fig.4(A)~(D)に示す。

実験装置のばね定数以外の定数は、制振対象物質量は、 $m=18.49$  (kg)、装置の構造減衰係数は、 $c=17.40$  (Ns/m) である。

Fig.4より実験結果と式 (4) を用いた計算結果は良く一致している。以上のことから、ベローズ型スナップの制振力は、文献 (1) にある質量効果ではなく連結パイプ

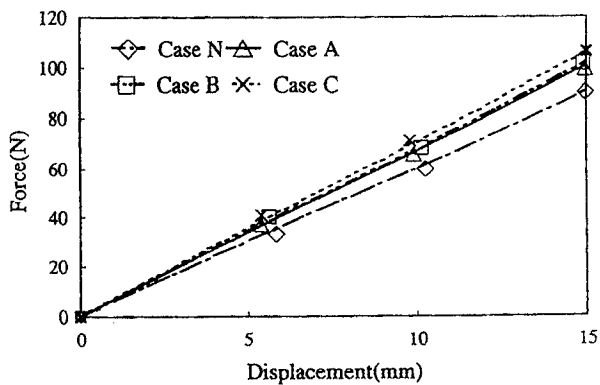
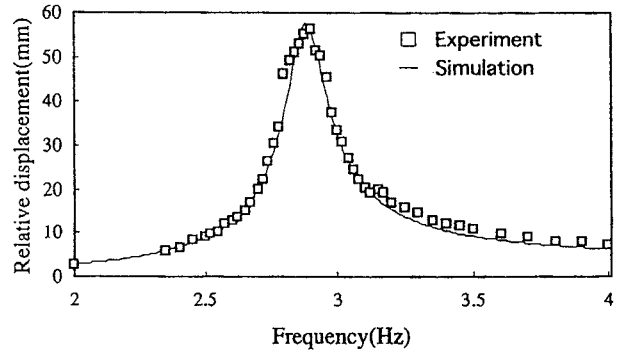


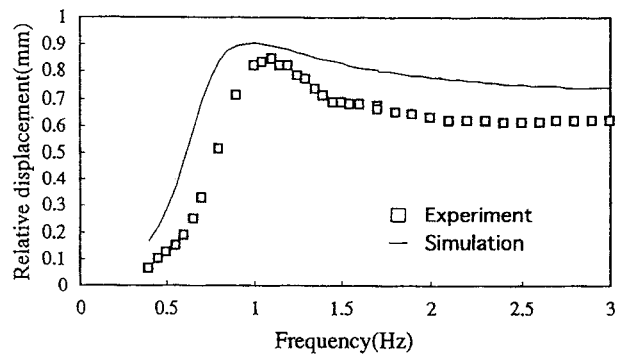
Fig.3 Static load test

Table 2 Spring stiffness

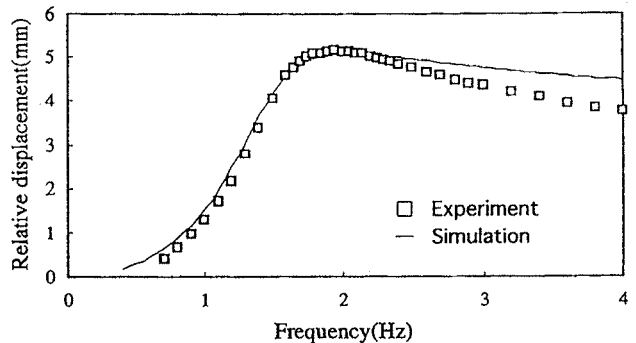
Case	Spring stiffness (N/m)
Case A	6824
Case B	6693
Case C	7160
Case N	6055



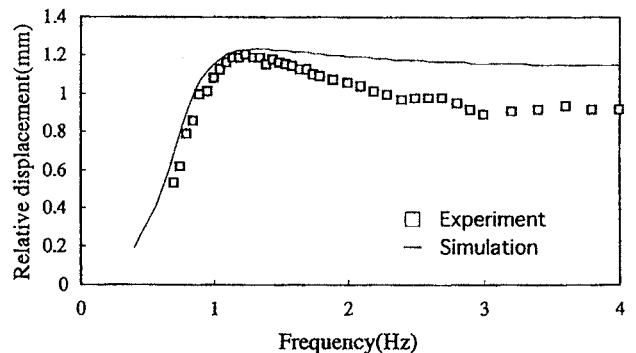
(A) Case N



(B) Case A



(C) Case B



(D) Case C

Fig.4 Resonance curve

とベローズ間の液体の入口および出口損失によるものであると考えられる。また、液体の運動による非線形性から、共振点は各 Case で違いが見られる。

### 3.4 制振効果を決定するパラメータ

実験で得た結果をもとに、パラメータ（ベローズと連結パイプの断面積比、連結パイプ長さ）が制振装置としてどのように効くかを調べる。

まず、連結パイプ長さの違いによる制振効果では、Case A と Case C の振幅比は70.4%であり、連結パイプが長いほど制振効果がある。ベローズ断面積と連結パイプ断面積比（直径比）の違いによる制振効果では、Case C と Case B の振幅比は、23.3%であり、ベローズと連結パイプの断面積比が大きいほど制振効果がある。以上よりベローズと連結パイプの断面積比が大きいほど、連結パイプが長いほど制振効果があるといえる。

また、連結パイプ長さの制振効果に及ぼす影響をみるため、連結パイプ長さのみ変化させ他のパラメータを固定して、正弦波入力振幅10mm 一定として計算した。その結果を Table 4 に示す。各定数は Table 3 の通りである。

Table 4 より、連結パイプ長さを長くしても制振効果はあまり期待できないことがわかる。むしろ長すぎる場合は座屈などの恐れがある。連結パイプ長さ5~50mm では制振効果にほとんど差がない。したがって、連結パ

Table 3 Constants

Mass	$m = 18.49$ (kg)
Structural damping	$c = 17.40$ (Ns/m)
Spring stiffness	$k = 6824$ (N/m)
Bellows diameter	$D_b = 100$ (mm)
Connecting pipe diameter	$D_p = 10$ (mm)
Coefficient of loss	$\xi = 1.4$
Density of fluid	$\rho = 1000$ (kg/m <sup>3</sup> )
Kinematic viscosity of fluid	$\nu = 1.139 \times 10^{-6}$ (m <sup>2</sup> /s)

Table 4 Connecting pipe length vs relative displacement

Connecting pipe length $L_p$ (mm)	Relative displacement(mm)
5	1.299
10	1.291
50	1.228
100	1.166
200	1.069
300	0.987
400	0.914
500	0.852

イプの長さは設置スペースで決めればよいといえる。すなわち、連結パイプは連結棒 (Connecting rod) との結合を考え、その長さを最短で20~30mm、最長で200mm 程度あればよいと考えられる。

## 4. 選定方法

実際に、制振対象物の耐震支持装置として、ベローズ型スナップを設置する場合、ベローズと連結パイプの断面積比を決定する方法を以下に示す。

### 4.1 選定方法

制振対象物質量に対するパラメータを決定する手順を Fig.5 に示す。

ベローズ型スナップの選定条件は、まず、ベローズ内に発生する圧力（大気圧が基準である）は、耐圧力を超えないように設定すること。次に、正弦波を選定用の入力波としたが、共振点は入力依存性があり予測がつかないので、基礎と制振対象物の相対変位の最大応答値に対

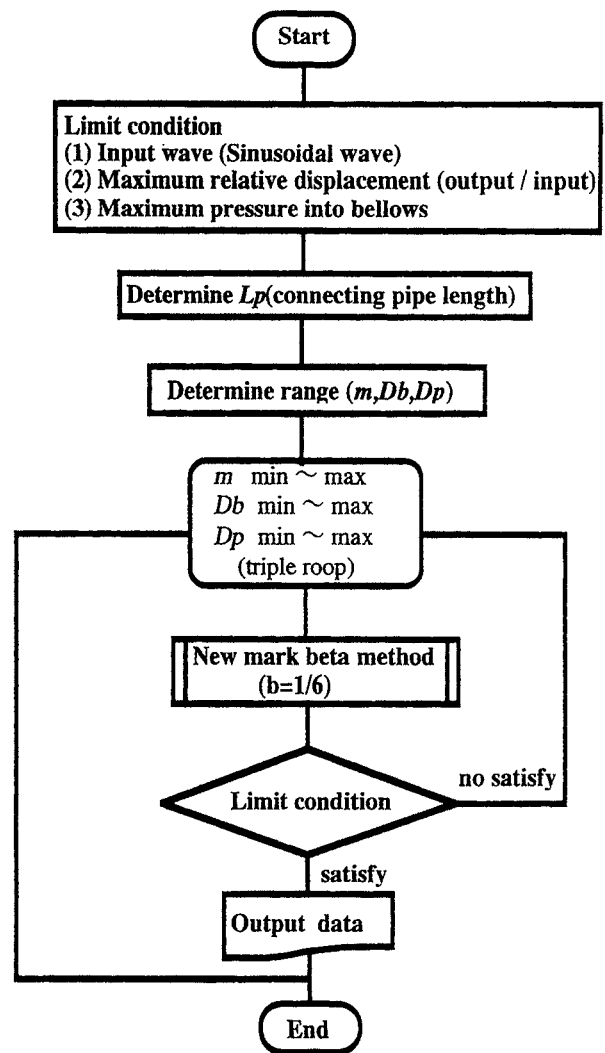


Fig.5 Flow chart to obtain eligible parameter



する許容量を設定する。

選定は、制振対象物質量に対しベローズ型スナップの性能を決定するパラメータ、すなわち、断面積比を定めるベローズ直径 ( $D_b$ )、連結パイプ直径 ( $D_p$ ) の各パラメータを、順次繰り返して計算させ、耐圧力と相対変位に対する許容量の条件を満たすものを拾い出す方法で行う。

#### 4.2 簡易選定チャートの作成

制振装置として、ベローズ型スナップを設置する場合、制振対象物質量を区分しておき、その区分範囲に対するベローズ型スナップの寸法を用意しておくことと便利である。制振対象物の質量を区分し、必要寸法を読み取ることのできるベローズ型スナップの簡易選定チャートを作成する。作成手順は Fig.5 の繰り返しである。条件は、正弦波入力振幅10mm 一定、応答相対変位に対する許容量を入力値の1/10 (1 mm) 以下、ベローズ内最大圧力を98.1 (kPa) にして計算した。繰り返し計算させるパラメータ値を Table 5 に示す。

結果を Table 6 に示す。Table 6 をまとめ、区分された制振対象物質量ごとにベローズ型スナップの寸法を示したのが Table 7 である。表の見方は、例えば制振対象物質量が50kg ならば、ベローズ直径 ( $D_b$ ) 100mm、パイプ直径 ( $D_p$ ) 6 mm を選択すればよいことを示している。

### 5. ベローズ型スナップ選定方法検証実験

4章で行った選定方法が、地震に対し効果があることを実験により検証する。また、2方向同時加振によりベローズ型スナップの設置方法についても考察する。

#### 5.1 ベローズ型スナップの選定

実験装置の定数を Table 8 に示す。

制振対象物質量は16.92 (kg) であるから、Table 7 からベローズ直径  $D_b = 75$  (mm)、連結パイプ直径  $D_p = 4$  (mm)、Table 7 より連結パイプ長さ  $L_p = 50$  (mm) であるが § 3.4 での検討結果より、ここでは実験装置を組みやすくするため、連結パイプ長さ  $L_p = 100$  (mm) とし、ベローズ型スナップを制振対象物に取り付ける。

また、実験装置の設置方法は、以下の3種類とした。

Case 1 : 二次元振動台の水平方向と垂直方向を軸として、 $\pm 45$ 度方向にそれぞれ1個ずつベローズ型スナップを付けた場合 (直角2方向同時制振)

Case 2 : 二次元振動台の水平方向と垂直方向を軸として、45度方向に1個ベローズ型スナップを付け

Table 5 Parameter for roop

$D_b$ (mm)	$D_p$ (mm)	$m$ (kg)
50	2~10	2~50
75	2~10	20~50
100	2~10	40~100
150	2~15	70~200
200	2~14	170~300
250	2~20	300~500

Table 6 Result of calculation

$D_b$ (mm)	$D_p$ (mm)	$P_{max}$ (kPa)	$x_{max}$ (mm)	$m_{max}$ (kg)
50	2	90.74	0.371	18
	3	91.13	0.85	18
	4	31.00	0.873	6
	5~10	—	—	—
75	2	94.08	0.236	42
	3	94.08	0.434	42
	4	94.08	0.711	42
	5	94.08	0.956	34
	6~10	—	—	—
100	2	95.65	0.169	76
	3	95.65	0.338	76
	4	95.65	0.52	76
	5	95.65	0.719	76
	6	95.65	0.956	76
	7	63.08	0.999	50
	8~10	—	—	—
	150	2	97.80	0.085
3		97.80	0.191	175
4		97.90	0.328	175
5		97.90	0.488	175
6		97.90	0.659	175
7		97.90	0.837	175
8		95.15	0.998	170
9		72.79	0.987	130
10		67.69	0.997	105
11		44.83	0.974	80
12~15		—	—	—
200		2	94.27	0.048
	4	94.27	0.196	300
	6	94.37	0.427	300
	8	94.37	0.717	300
	10	88.09	0.999	280
	12	56.70	0.994	180
	14	—	—	—
250	2	97.51	0.031	485
	4	97.51	0.131	485
	6	97.61	0.293	485
	8	97.61	0.51	485
	10	97.61	0.773	485
	12	86.62	0.998	430
14~20	—	—	—	

Table 7 Selection chart for dimensions of a bellows type snubber

$m$ (kg)	$D_b$ (mm)	$D_p$ (mm)	$L_p$ (mm)
~40	75	~4	50
~70	100	~6	50
~170	150	~8	50
~300	200	~8	50
~480	250	~10	50

た場合 (斜支持制振)

Case 3 : ベローズ型スナッパなしの場合

Table 8 Constants of the equipment

Mass	$m = 16.92 \text{ (kg)}$
Structural damping	$c = 50.00 \text{ (Ns/m)}$
Spring stiffness	$k = 26094 \text{ (N/m)}$

### 5.2 実地震波応答実験

以下の4種類の地震波を水平、垂直成分共に最大入力加速度を3 (m/s<sup>2</sup>) に基準化して、水平、垂直2方向同時加振し制振対象物の相対変位とベローズ内に発生する圧力を測定した。

1. El Centro NS-UD
2. El Centro EW-UD
3. Tohoku Univ. NS-UD
4. Tohoku Univ. EW-UD

実験結果を2方向別に示したものを Fig.6 に示す。この結果は以下のように総括される。

1. 45度1方向支持では、設置されたベローズ型スナッパに対し直角成分はほとんど制振されていない。ゆえに、2個のベローズ型スナッパを、互いに直角になるように取り付けると地震時に効果的である。
2. ベローズ型スナッパなしに比べ、ありの時の最大応答変位は、1/8~1/10程度に制振されており、ベローズ型スナッパは地震に対して効果がある。
3. ベローズ内最大圧力は、98.1 (kPa) より小さく耐圧力の点でも問題はない。

以上より、正弦波加振に基いたベローズ型スナッパの選定方法は、地震に対しても適切であるといえる。

## 6. まとめ

本論文で得られた成果は以下のようになる。

1. ベローズ型スナッパの制振力は、液体の質量効果というよりむしろ、内封された液体が連結パイプ内を通過する際の出入口の損失によって発生するといえる。
2. ベローズ型スナッパはベローズと連結パイプの断面積比によりその性能が決定される。
3. 制振対象物質量に対して、ベローズ型スナッパの寸法を容易に見いだすことのできる選定チャートを示した。
4. ベローズ型スナッパ2個を互いに直交するよう取り付けることによって、地震時の制振性能を確保することができる。

なお、振動実験は明治大学振動実験解析棟にある二次

Experiment	Relative displacement(mm) (Pressure in the bellows (kPa))
Simulation	Relative displacement(mm) (Pressure in the bellows (kPa))

	+45		-45	
	El Centro		NS-UD	
Case 1	0.445	(4.12)	0.400	(4.32)
	0.470	(3.04)	0.510	(3.04)
Case 2	0.535	(5.10)	5.200	
	0.502	(4.22)	4.900	
Case 3	4.100		4.650	
	4.100		4.780	
El Centro EW-UD				
Case 1	0.425	(4.32)	0.530	(3.92)
	0.460	(3.14)	0.530	(4.12)
Case 2	0.485	(6.87)	4.060	
	0.540	(4.91)	4.310	
Case 3	3.650		5.400	
	3.890		5.700	
Tohoku Univ. NS-UD				
Case 1	0.700	(3.53)	0.700	(4.32)
	0.800	(3.34)	0.850	(5.40)
Case 2	0.940	(3.43)	4.220	
	0.900	(3.04)	4.520	
Case 3	4.500		5.800	
	4.800		3.920	
Tohoku Univ. EW-UD				
Case 1	0.551	(4.41)	0.410	(3.04)
	0.551	(3.72)	0.450	(3.73)
Case 2	0.520	(3.34)	4.220	
	0.513	(3.14)	4.520	
Case 3	4.510		5.800	
	4.450		6.400	

Fig. 6 Seismic response

元振動台で行われたことを付記する。

### 参考文献

1. 川股他, 振動減衰機構の開発研究, 東京大学生産技術研究所, 報告第26巻11号1974年
2. 大亦他, 遠心力プレーキ付ボールねじ式防振器の研究, 機論, 52-477, C (昭61-5)
3. 例えば, 大亦他, 磁気減衰器付ボールねじ式防振器の特性, 機論, 51-471, C (昭60-11)
4. 例えば, 大亦他, 振り子调速機付ボールねじ式防振器の研究, 機論, 53-486, C (昭62-2)
5. 島他, 水力学, (1980), 55~87, 丸善